Nr. 7. Warszawa, 25 lipca 1929 r. Rok VII.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

Ś. P. HENRYK MIERZEJEWSKI



W dniu 28 czerwca zmarł niespodziewanie w pełni sił i energji, w wieku 47 lat, profesor zwyczajny Politechniki Warszawskiej, inżynier, Henryk Mierzejewski.

Ś. p. profesor Mierzejewski zajmował katedrę obróbki metali i prowadził zakład poświęcony tej specjalności.

Po ukończeniu studjów politechnicznych najpierw w Politechnice Warszawskiej a następnie na uniwersytecie w Liége, zmarły rozpoczął pracę zawodową jako konstruktor w fabryce obrabiarek Gerlacha i Pulsta w Warszawie, gdzie wykazał wybitne zdolności konstrukcyjne i wyjątkowe zainteresowanie wybraną przez siebie specjalnością. Wolne chwile od zajęć fabrycznych prof. Mierzejewski poświęcał studjom naukowym i pracy techniczno-literackiej zasilając swojemi artykułami i kronikami „Przegląd Techniczny". Pierwsze dzieło w literaturze polskiej, dotyczące tak jeszcze nowej wówczas dziedziny naukowej organizacji pracy, wyszło w tłomaczeniu i staraniem prof. Mierzejewskiego. Było to dzieło Fryderyka W. Taylora „Zasady Organizacji Naukowej Zakładów Przemysłowych", wydane w 1913 roku.

Podczas wojny światowej mając sobie powierzoną pieczę nad pozostałym w Polsce majątkiem wywiezionej do Rosji fabryki Gerlacha i Pulsta. Zmarły

oddał się z nadzwyczajną energją teoretycznym studjom naukowym, które pozwoliły mu wziąść następnie czynny udział w organizowaniu Politechniki Warszawskiej i objąć katedrę i pracownię obróbki metali.

Tu zaczął się okres najwybitniejszej i najwydajniejszej pracy Zmarłego. Oddany nauce i nauczaniu, prof. Mierzejewski uważał jednak za swe zadanie zastosowanie ostatnich zdobyczy nauki do potrzeb rodzinnego przemysłu. Widząc trudności związane z szybką odbudową zniszczonego przez wojnę przemysłu i rozumiejąc konieczność tworzenia nowych, dotychczas nieznanych w Polsce dziedzin życia przemysłowego, przyszedł on do wniosku, że istniejące w odradzającej się Polsce braki rutyny przemysłowej i technicznej, którą w tak dużej mierze posiadają kraje uprzemysłowione, można zastąpić jedynie przez intensywne przenikanie do przemysłu wiedzy technicznej, dzięki której stopniowo da się opanować trudności, powstające przy szybkiej organizacji nowych dziedzin przemysłu. Tak rozumiane potrzeby młodego przemysłu polskiego oddziałały na program nauczania prof. Mierzejewskiego w Politechnice. Wymagał on od słuchaczy znacznie więcej, niż najlepsze politechniki Zachodu i chciał niemal na ławie szkolnej dać już zupełne przygotowanie dla poważnej pracy w przemyśle, żeby w ten sposób zastąpić słuchaczom niemożność zdobycia gruntownej praktyki w ubogim jeszcze przemyśle polskim, — o którą tak łatwo w innych krajach. Wytężoną pracą swoją i uczniów swoich chciał On odrobić czas stracony przez polski przemysł w czasie niewoli. Działalność Jego ma charakter wybitnie pionierski. Wszystkie nowe prądy w dziedzinie naukowej techniki i organizacji przemysłu były dlań pobudką do najwyższych wysiłków. Dążył on bardzo energicznie do zapoznania z niemi całego ogółu techników i przemysłowców. Nie pozostawał obojętnym widzem. Z nadzwyczajną energją popierał wszędzie postęp techniczny i rzetelną twórczość przemysłową, a zwalczał zacofanie i tendencje spekulacyjne.

Oto najwybitniejsze Jego prace:

„Postępy w obróbce kół zębatych", w 1916 r.

„Zasady obróbki metali", w 1917 r.

„O drganiach w obrabiarkach do metali", w 1920 r.

„Metrologja techniczna", w 1924 r.

„Polskie placówki badawcze", w 1925 r.

„Podstawy mechaniki ciał plastycznych", w 1927 r.

Ś. p. prof. Mierzejewski pozostawił niedokończoną dużą pracę teoretyczną i doświadczalną o zjawiskach skrawania metali i ich stopów, w tej liczbie lekkich.

Bezpośredni udział prof. Mierzejewskiego w życiu przemysłowem był bardzo wszechstronny i gorący.

Pierwsze w Polsce prace w 1921 r., przy wykonaniu sprawdzianów i części precyzyjnych dla przemysłu wojennego, były podjęte przez pracownię Zmarłego w Politechnice i stamtąd też wyszli do przemysłu wszyscy wybitniejsi w tej dziedzinie technicy a nawet rzemieślnicy.

Poważny impuls do powstania przemysłu obrabiarkowego dała zorganizowana przy udziale prof. Mierzejewskiego wystawa polskich obrabiarek w Politechnice w 1920 r.

Polacy amerykańscy, którzy przyjechali do Polski w 1920 roku dla organizowania przedsiębiorstw Stowarzyszenia Mechaników Polskich z Ameryki znaleźli w Nim pomoc i zachętę do zapoczątkowania budowy obrabiarek i narzędzi. Założone przez nich pismo techniczne „Mechanik" znalazło w Nim organizatora i pierwszego redaktora. Przez szereg lat był prof. Mierzejewski doradcą technicznym przedsiębiorstw Stowarzyszenia Mechaników Polskich z Ameryki, przynosząc dużą korzyść przez udzielanie wiadomości o najnowszych prądach panujących w budowie obrabiarek, jak również życzliwą zachętę i poparcie. Wszystkie wytwórnie wojskowe korzystały z pomocy technicznej ś. p. Profesora w całym szeregu prac swoich wymagających współpracy nauki i studjów laboratoryjnych.

Prof. Mierzejewski potrafił skupić inżynierów-mechaników z całej Polski w „Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich", które ma za zadanie podniesienie poziomu technicznego przemysłu. Jako Prezes tego Stowarzyszenia zorganizował on szereg zjazdów i konferencyj, poświęconych najwięcej palącym kwestjom zastosowania nauki w przemyśle, a mianowicie: roli inżyniera w inicjatywie przemysłowej, szkolnictwu zawodowemu, metaloznawstwu, stosunkowi przemysłu obrabiarkowego do spożywców, poparciu prac konstrukcyjnych, zmobilizowaniu budowy turbin parowych, zainicjowaniu odlewni lekkich metali i t. d.

Prof. Mierzejewski stworzył przy Polskim Komitecie Normalizacyjnym Biuro Techniki Warsztatowej, które zorganizowało prace normalizacyjne i teoretyczne wszystkich najpoważniejszych

prywatnych i państwowych wytwórni przemysłu metalowego i którego był przewodniczącym i kierownikiem. Powstał tam polski „Układ Pasowań“, mający wybitną wartość techniczną i znaczenie dla polskiego przemysłu, podnoszący imię techniki polskiej zagranicą. Opracowywane są tam również normy narzędzi, wyprzedzające znacznie takież prace zagranicą.

Dla instytucyj państwowych opracował prof. Mierzejewski warunki techniczne odbioru obrabiarek. Należy do tego dołączyć wieloletnią pracę w „Przeglądzie Technicznym“, niezliczoną ilość artykułów, odczytów, ekspertyz. W pracach tych był niestrudzony i można z pewnością powiedzieć, że przyczyną Jego śmierci była nadmierna, pozbawiona wypoczynku praca.

Trzeba jeszcze przypomnieć, że w całej swej działalności ś. p. prof. Mierzejewski wykazywał niezwykłą prawość charakteru, bezinteresowność i czystość intencyj przy wielkiej miłości Ojczyzny i ambicji narodowej, żeby ocenić stratę, jaką poniósł przemysł polski przez Jego śmierć przedwczesną.

Inż. J. Piotrowski.

R. BIEDRZYCKI, inż.

WZORCOWANIE DYSZ.

W roku zeszłym w „Technice Cieplnej„ ogłoszony był artykuł p. prof. Borowicza w sprawie mierzenia przepływu pary w przewodach. Nie będę więc w obecnej mojej notatce poruszać sprawy teoretycznego obliczania pary przepływającej i pragnę omówić tylko stronę praktyczną.

Mierzenie pary zapomocą paromierzy stosowane jest w tych wypadkach, gdy inny sposób mierzenia jest niewykonalny.

Jeżeli chodzi o duże ilości wody idącej do kotłów lub dużą ilość skroplin z turbin, sięgającą dziesiątków tysięcy kg, to mierzenie takich ilości wody zapomocą zbiorników lub ważenia jest stosunkowo trudne, wszelkie zaś automaty lub liczniki posiadają wartość względną, nie zupełnie dostateczną, szczególniej w tym wypadku, gdy sprawa jest sporną. Trudniej jeszcze przedstawia się kwestja mierzenia pary, jeżeli z kotłów para pobierana jest do kilku silników, jeżeli chodzi o mierzenie pary idącej na cele fabrykacyjne, lub też jeżeli chodzi o mierzenie pary pobieranej z turbiny lub maszyny parowej pod wyższem ciśnieniem od wylotowego. W tych wszystkich wypadkach para musi być mierzona zapomocą paromierzy.

Łatwą stosunkowo jest sprawa, gdy inżynier ruchu lub inżynier Dozoru Kotłów zbiera dane, dotyczące zużycia pary i jej wahań dla siebie lub też dla właściciela danej instalacji. Gorzej jest gdy otrzymane przy takich pomiarach wyniki mają być podstawą dla rozstrzygnięcia sporu pomiędzy dostawcą a odbiorcą. W tym wypadku nie dość jest, by inżynier badający był pewien swoich przyrządów, lecz również by każdy przyrząd był wzorcowany, a więc by otrzymane rezultaty miały moc obowiązującą.

Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie stosuje paromierze od przeszło 16 lat, opierając się na metodzie mierzenia szybkości pary w określonym prześwicie na podstawie spadku ciśnienia.

Do ostatnich czasów używane były wyłącznie kryzy; przed wojną posiłkowano się przytem sposobem mierzenia opartym na pracach dr. W. Jasińskiego (patrz artykuły w „Gazecie Cukrowniczej“ z 1914 r. oraz w „Technice Cieplnej“).

Sposób mierzenia praktycznie nadzwyczaj łatwy, gdyż stosowane były kryzy o grubości 5 mm, wobec czego wstawienie takiej kryzy w przewód nie przedstawiało żadnych trudności.

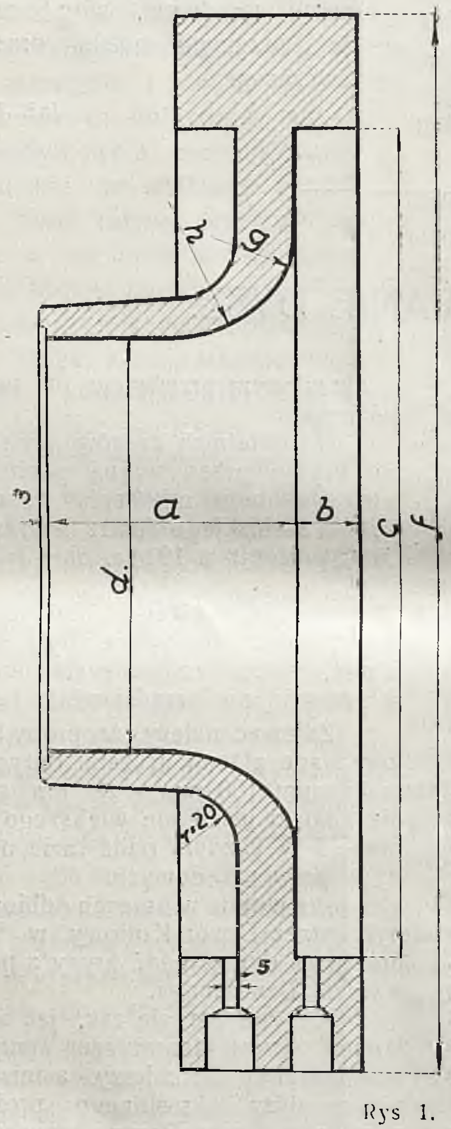
Żałować należy, że próby laboratoryjne wykonywane z temi kryzami dotyczyły kryz tylko maksimum 100 mm i że ten sposów mierzenia nie znalazł jeżeli nie większego rozpowszechnienia, to w każdym bądź razie nie osiągnął pewnych praw urzędowych.

Po wojnie w pracach odbiorczych stosowane były przez Dozór Kotłowy w Warszawie, bądź profilowe dysze, bądź kryzy z posiłkowaniem się wzorem Bendemana.

Nie wdając się tak, jak wyżej wspomniałem, w stronę teoretyczną przytoczę rezultaty wzorcowania paromierzy, a mianowicie: wzorcowanie dysz określonego profilu w Badenie w fabryce Brown-Boveri przeprowadzone w czasie od 8 do 24 marca b. r. Wzorcowanie dysz wywołane zostało koniecznością prób odbiorczych przy turbinie z pobieraniem pary w Tomaszowskiej Fabryce Sztucznego Jedwabiu oraz w Mirkowskiej Fabryce Papieru. W powyższej pracy brali udział z ramienia Tomaszowskiej Fabryki Sztucznego Jedwabiu i jednocześnie z ramienia Politechniki w Zurychu prof. ten Bosch — z ramienia Mirkowskiej Fabryki Papieru dyr. inż. A. Wysokiński — z ramienia Badeńskiej Fabryki inż. Driessen oraz jako bezstronni rzeczoznawcy — Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie. Do wzorcowania wybrano w zależności od po-

trzeb fabryk 5 dysz wg załączonego rys. 1. Dysze powyższe o bardzo długim profilu, wymagającym dużo miejsca dla wstawienia, mają tę zaletę, że prowadzenie pary w samej dyszy jest bardzo dokładne i wykonawcy mają nadzieję, że taki profil najbardziej zabezpiecza dokładność przepływu pary t. j. dokładne przyleganie pary do powierzchni dyszy i całkowite zapełnienie przekroju parą.

Para powyższa musiała być dławiona zapomocą wentyla do potrzebnego ciśnienia, potrzebna zaś temperatura przegrzania osiągana była zapomocą wtryskiwania wody do zbiornika poza kotłem, tak jednak by podczas samych pomiarów utrzymać temperaturę na możliwie *stałym* poziomie. Para po przejściu przez paromierz kierowana była do kondensatora powierzchniowego o pow. 525 m², skąd zapomocą pomp przecho-



d =	120	130	90	150
a =	72	78	54	90
b =	20	20	25	22
c =	253	302	150	225
f =	340	385	218	385
g =	24	26	18	30
h =	40	43,	30	50
r =	15	17	10	20

Rys 1.

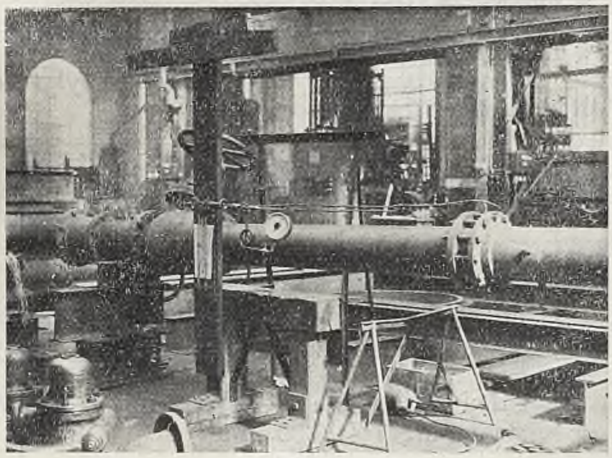
Ponieważ wzorcowanie dysz przy większych ilościach pary jest nadzwyczaj kosztowne i rzadko stosowane — opiszę powyższą pracę bliżej.

Do wzorcowania dysz instalacja badeńska posiadała 2 kotły po 400 m^2 o ciśnieniu 34 *atn.* oraz 1 kocioł 350 m^2 na 18 *atn.* Jeden z kotłów wysokoprężnych chwilowo nie mógł być oddany do użytku, ograniczyć się więc trzeba było do powierzchni ogrzew. 350+400 t. j. 750 m^2, która dawała dla badań do 26 *tn* pary przegrzanej na godzinę.

dziła do zbiorników stojących na wagach dziesiętnych. Dysze stawiane były do przewodów takiej *średnicy*, w jakich miały następnie pracować. Przestrzegana była przytem zasada unikania wszelkich wirów w przewodzie, t. j. stosowano przewód możliwie prosty. Rys. 2. przedstawia szczegóły powyższej instalacji. Widać tu cały przewód z umieszczoną dyszą oraz z wentylem na przewodzie pary dopływowej zapomocą którego ustalono ciśnienie przed dyszą. W znacznej odległości za dyszą przed kondensatorem usta-

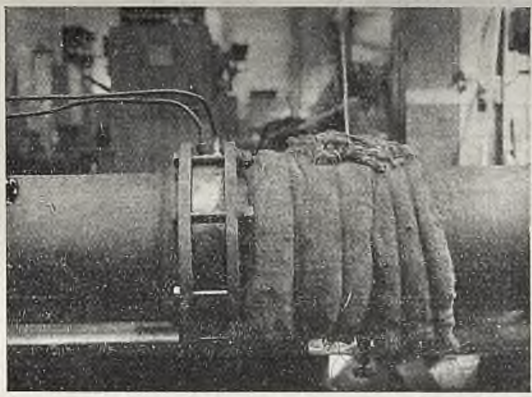
wiony był wentyl, którym ustalana była ilość pary, konieczny spadek ciśnienia w kryzie.

Temperatura pary przed kryzą mierzona była w odległości 270 mm por. rys. 3 i 4, zagłębienie termometru wynosiło około 100 mm. Głębsze zanurzenie tulejki mogłoby wywoływać zaburzenia w samym potoku pary.



Rys. 2.

Miejsce umieszczenia tulejki zaizolowane było z obu stron specjalnemi materacami izolacyjnemi (widocznemi na rys. 3) w celu uniknięcia promieniowania. Sam termometr był cechowany, wprowadzona była również poprawka na słupek wystającej rtęci. Spód tulejki zapełniony był rtęcią.



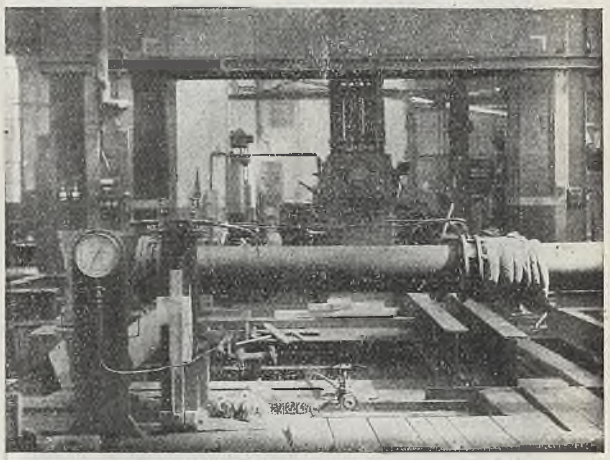
Rys. 3.

Mierzenie ciśnienia przed dyszą dokonywane było zapomocą cechowanego manometru spadek zaś ciśnienia przed i za dyszą zapomocą słupa rtęci por. rys. 4.

Sposób rozmieszczania otworów, łączących przewód z obu stron z manometrem rtęciowym daje możność mierzenia tych ciśnień statycznie, t. j. tak że szybkość pary dolotowej dochodzącej do kryzy nie wpływa na wskazanie manometru.

Ta sprawa może być zagadnieniem teoretycznem — w danym razie była obojętną, gdyż cechowanie miało na celu właśnie określenie spółczynnika sprawności dyszy w danym przewodzie dla danej ilości i jakości pary.

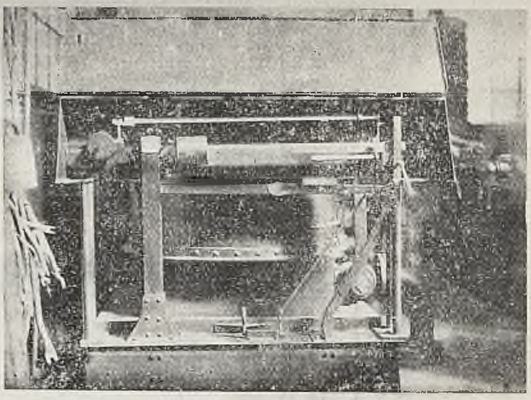
Mierzenie kondensatu na wagach dziesiętnych podają rys 5 i 6.



Rys. 4.

Wagi dziesiętne dawały nietylko sumaryczne ilości kondensatu, lecz pozwalały na ustawienie ciężarków na ściśle określone ilości i notowanie przepływu tej określonej ilości wody.

Prócz wody mierzonej na wagach dziesiętnych brano w rachubę wodę, która przeciekała przez nieszczelności pierścieni tłoków pompy

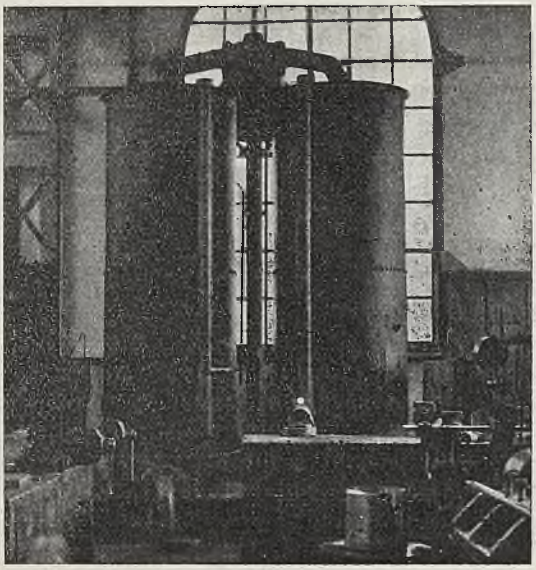


Rys. 5.

kondensacyjnej, a która była chwytana i dodatkowa ważona w ciągu pomiarów. Również uwzględniany był poziom wody w samym kondensatorze na początku i końca każdego pomiaru. Szczelność kondensatora sprawdzana była przed i po każdej serji pomiarów w ten sposób, że po zamknięciu dopływu pary do paromierza (zapomocą podwójnych wentyli) pompy kondensacyjne, zarówno kondensatu jak i wody chłodzącej w dalszym ciągu pracowały, stwa-

rzając z jednej strony znaczną próżnię w kondensatorze, z drugiej strony ciśnienie wody chłodzącej.

W ciągu dłuższego czasu obserwowano w tych warunkach pracy poziom wody w kon-



Rys. 6.

densatorze, jak również badano, czy pompa nie wyrzuca wody. Badania te w stanie zimnym nie dawały podstaw do kwestjonowania szczelności kondensatora.

szczególne punkty wskazują momenty oddzielnych odliczań, a forma tej linji wskazuje, że ilość skroplin była wielkością prawie stałą. Do powyższej ilości skroplin, tak, jak było wyżej wymienione, dodana musiała być woda wyciekająca przez nieszczelności pompy.

Na rysunku 7 widać również krzywe ciśnienia pary, temperatury jej oraz spadek ciśnienia w *mm* słupa rtęci w kryzie.

Rezultaty poszczególnych badań zestawiono w 5-ciu tabelach.

Teoretyczna ilość pary mierzona była według następującego wzoru:

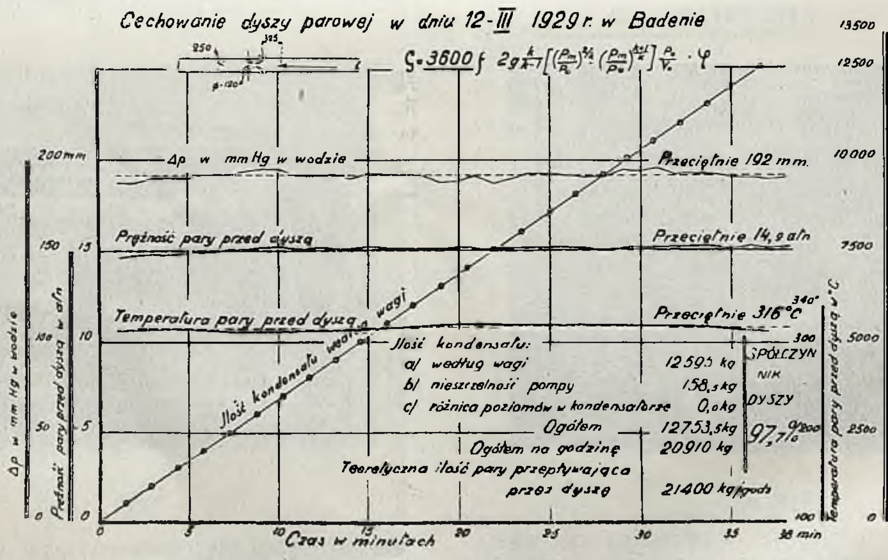
$$G = \sqrt{2g \frac{K}{K-1}\left[\left(\frac{Pm}{Po}\right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{Pm}{Po}\right)^{\frac{K+1}{K}}\right]\frac{Po}{Vo}} \cdot$$

$$\cdot F \varphi 3600, \; kg/g.$$

W przekroju dyszy uwzględniane rozszerzenie się od temperatury przepływającej pary, a $\varphi = 1$.

I. Dysza o średnicy 130 *mm* (przy $t = 20^o$) w rurociągu średnicy 300 *mm*.

Stan barom.	Ciśn. dolot. pary ata	Temp. pary dolot. C°	Spadek ciśn. w dyszy mm słupa rtęci przy t—20—25°	Zważona ilość kondens. kg./g.	Ilość pary w-g. teor. wzoru przy φ=1	Współczynnik φ
731,7	3,51	220	44	5815	6135	94,8%
731,7	3,50	198	45	6095	6330	96,3
730,1	3,50	220	129	9746	10330	94,35
730,1	3,51	213	288	14215	14945	95,15
730,1	3,50	222	328	14995	15625	96,0
					średnio	95,32



Rys. 7.

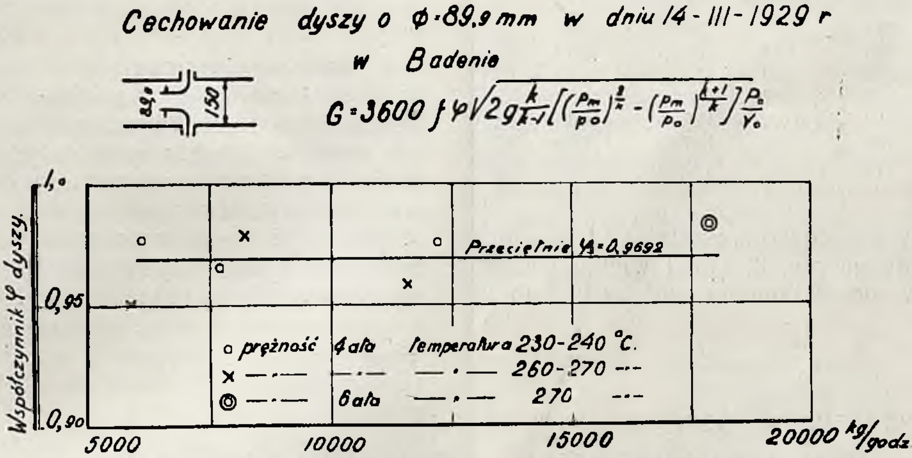
Na rys. 7 przedstawiony przebieg poszczególnych pomiarów. Na linji odciętych naniesiono czas w minutach całego pomiaru. Linja pochyła idąca przez cały pomiar wskazuje ogólną ilość wody (kondensatu) mierzonej na wagach dziesiętnych w miarę napełniania zbiorników. Po-

II. Dysza o średnicy 120 *mm* przy temp. 20° — rurociąg o średnicy 250 *mm*.

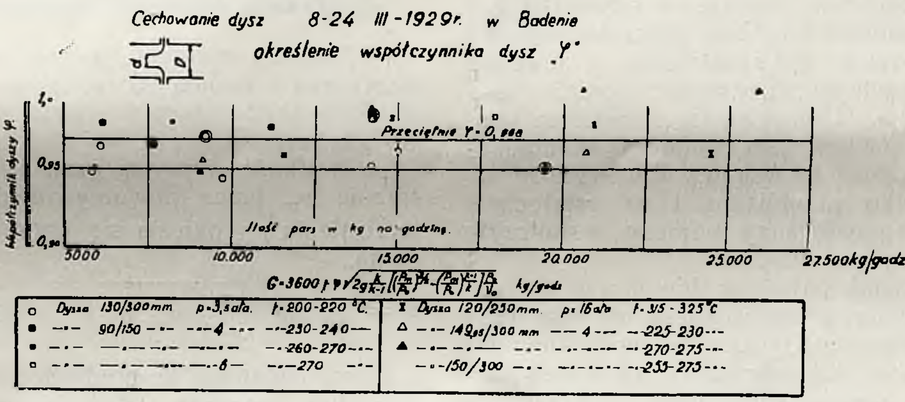
732,9	16,0	335	97	14770	15055	98,1
732,9	15,9	316	192	20910	21400	97,7
732,9	15,6	319	283	24485	25520	95,9
					średnio	97,2

III. Dysza o średnicy 149,95 *mm* przy temp. 18° — rurociąg o średnicy 300 *mm*.

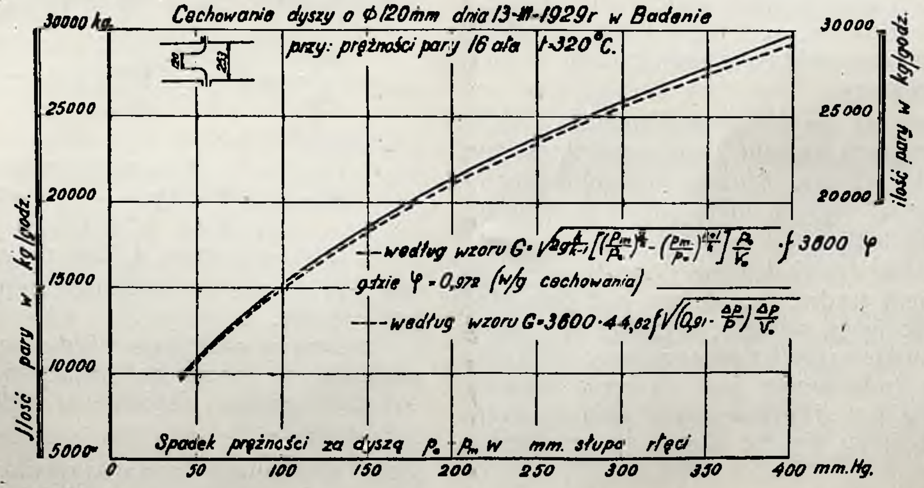
735,3	4,04	270	58	9060	9550	94,87
735,3	4,04	223	52	9135	9565	95,51
735,3	4,03	273	136	14300	14400	98,61
735,3	4,04	226	126	14230	14500	98,14
735,3	4,03	266	295	20660	20670	99,95
735,3	4,03	228	297	20690	21530	96,10
735,3	4,03	273	511	25850	25900	99,85
					średnio	97,58



Rys. 8.



Rys. 9.



Rys. 10.

IV. Dysza o średnicy 150 *mm* przy temp. 18° — rurociąg o średnicy 300 *mm*.

731,2	4,0	275	296	19470	20500	94,98
731,2	4,0	262	136	14260	14500	98,34
731,2	4,0	256	57	9265	9550	96 02
					średnio	96,78

V. Dysza o średnicy 89,9 *mm* przy temp. 18° — rurociąg o średnicy 500 *mm*.

735,6	4,0	261	201	5890	6200	95,00
735,6	4,0	230	181	6135	6280	97,69
735,6	4,01	243	329	7707	7990	96,46
735,6	4,0	272	402	8208	8390	97,83
735,6	4,01	273	krytyczny	11530	12035	95,80
735,6	4,0	238	"	12180	12500	97,44
735,0	6,0	270	"	17865	18190	98,21
					średnio	96,92

Rezultaty wzorcowania ostatniej dyszy zobrazowane zostały na rys. 8. Zestawienie wszystkich wyników przedstawiono na rys. 9. O ile przyjąć średnią sprawność równą według wzorcowania 0,972 to otrzymamy np. dla ciśnienia 16 ata, temperatury 320° C i dyszy o średnicy 120 mm w przewodzie średnicy 250 mm (dysza II) krzywą przepływu pary w zależności od spadku ciśnienia w dyszy w postaci krzywej podanej na rys. 10.

Na tym samym rysunku podana krzywa zużycia pary przeliczona wg wzoru Bendemana.

Ilość pary wynikająca z tego wzoru jest wielkością mniejszą od poprzedniej i przypuścić należy, że różnica powstaje w pierwszym rzędzie od sposobu umieszczenia otworów, łączących przewód parowy z manometrem rtęciowym. Przy umieszczeniu otworków w rodzaju rurek Pitota, otrzymalibyśmy na manometrze wiekszą różnicę ciśnienia, a więc obydwie krzywe prawdopodobnie zlałyby się w jedną krzywą.

Dr. inż. TADEUSZ NIEMCZYNOWSKI.

O PALNIKACH ATMOSFERYCZNYCH.

Było dotychczas przyjęte w przemyśle gazowym, że palników się nie obliczało, ograniczając się jedynie do spostrzeżeń z praktyki i dat doświadczalnych, uzyskanych przez odpowiednie fabryki. Umotywowane było to tem, że obliczenie palnika jest trudne i skomplikowane, że obliczenie to wskutek koniecznych założeń jest tylko przybliżone i że ostatecznie musi się je poprawić przy pomocy współczynczynników empirycznych.

To też teorji palników dotychczas nie posiadamy. Jedyna próba podjęta w roku 1921 przez M. Thomsona King'a z ramienia American Gas Association dała narazie tylko szereg cennych zresztą bardzo wskazówek praktycznych odnośnie do palnika Bunsena [1]).

Rachunkowe traktowanie palnika okazuje się potrzebne w dwu wypadkach:

1) Skoro ma się daną ilość gazu, jaką ma się spalić w godzinie, oraz jego skład i ciśnienie, a ma się zaprojektować palnik czyli wyznaczyć jego wymiary.

2) Jeżeli ma się dla danego palnika o określonych wymiarach określić jego charakterystykę: możność przeciążania, zmianę stosunku powietrza pierwszorzędnego z obciążeniem oraz zmianę jakości płomienia.

Określenie doświadczalne powyższych charakterystyk jest trudne i o ile ma być dokładne i ma posiadać jakąś wartość, wymaga specjalnej aparatury, a nadewszystko precyzyjnego pomiaru. Rachunkowe traktowanie jest znacznie prostsze i łatwiejsze, a potrafi przewidywać związki, które eksperyment może wykryć tylko przypadkowo.

---

[1]) American Gas Journal z 22.X 1921.

I. Zasada działania palnika gazowego.

Zasada działania palnika gazowego jest identyczną z zasadą t. zw. smoczków czyli injektorów: jestto ssące działanie strumieni cieczy lub gazów.

Prędkość wypływu gazu ze zbiornika o ciśnieniu p_w przez dowolny otwór w otoczenie o ciśnieniu p_z, określa się wzorem de Saint-Venanta.

$$w = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa-1} p_w \cdot v_w \left[1 - \left(\frac{p_z}{p_w}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \right]} \qquad (1)$$

z którego wynika, że prędkość wypływu zależy tylko od stosunku ciśnienia wewnętrznego do zewnętrznego.

Prędkość ta jednak rośnie ze wzrostem stosunku ciśnień tylko do pewnej granicy: największa jest dla t. zw. krytycznego stosunku ciśnień

$$\frac{p_z}{p_w} = \left(\frac{2}{\varkappa+1} \right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

i wynosi

$$w_{max} = \sqrt{2g \frac{\varkappa}{\varkappa+1} p_w \, v_w} \quad . \; . \; . \quad (3)$$

Jeżeli ciśnienie p_z jest mniejsze od ciśnienia krytycznego, prędkość wypływu pozostaje bez zmiany.

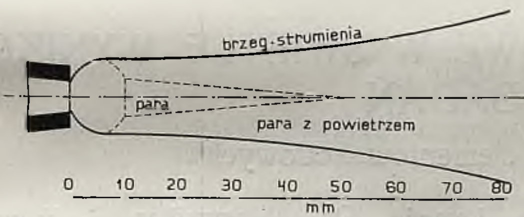
Zmiana następuje wtedy w rozkładzie ciśnień. Przy ciśnieniach leżących poniżej ciśnienia krytycznego, ciśnienie w wylocie otworu p_m jest dokładnie równe ciśnieniu zewnętrznemu p_z. Przy ciśnieniach ponadkrytycznych ustala się w wylocie ciśnienie p_m większe od p_z, a równe

$$p_m = p_w \left(\frac{2}{\varkappa - 1} \right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} > p_z$$

Za wylotem następuje rozprężenie strumienia z ciśnienia p_m na p_z. Dla nas najważniejszem jest zachowanie się strumienia po wypływie z otworu, ponieważ tutaj właśnie powstaje działanie ssące, które stanowi podstawę obliczenia palnika.

Jak wspomnieliśmy powyżej, strumień wypływający z ciśnieniem nadkrytycznem ma przy wylocie ciśnienie większe niż ciśnienie otoczenia. Strumień rozpręża się więc i to zarówno w kierunku przepływu, jak i w kierunku poprzecznym. Jak wykazały ścisłe badania Lewickiego, [1]) strumień przy rozszerzaniu się miesza się z otaczającem powietrzem, tak, że w pewnej odległości od wylotu dyszy płynie już nie strumień gazu, lecz strumień mięszaniny gazu z powietrzem.

Rys. 1., wzięty z wymienionej pracy, pokazuje stosunki, jakie zachodzą przy wypływie pary nasyconej o ciśnieniu 6,95 ata w atmosferę o przeciwprężności 1,015 ata Stosunek ciśnień $\frac{p_w}{p_z} = 6{,}87$, stosunek krytyczny 1,732, wobec tego ciśnienie wylotu $p_m = 4.00$ ata.



Rys. 1.
Wypływ strumienia pary z dyszy.

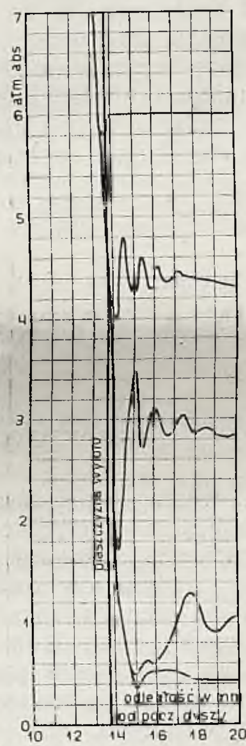
Strumień miesza się więc z powietrzem zaraz za wylotem, przyczem jego prędkość wzrasta znacznie ponad prędkość krytyczną z powodu dalszego rozprężania.

Cząsteczki pary posiadają pewną energję kinetyczną w wielkości $\frac{mv^2}{2}$ oraz energję potencjalną nadwyżki ciśnienia ponad ciśnienie p_z. Cząsteczki te, zderzając się z cząsteczkami powietrza, wprawiają je w ruch i pędzą przed sobą. Wskutek tego powstaje w atmosferze, otaczającej wylot dyszy, depresja, która powodują ciągły dopływ nowych cząstek powietrza. Jeżeli wylot dyszy opatrzymy rurą podobną, jak na rys. 3 powstanie ssanie powietrza i stały jego dopływ.

Zjawisko opisane nązywamy ssącem działaniem strumienia, aparat jak na rys. 3, smoczkiem, względnie w naszym szczególnym wypadku — palnikiem.

[1]) Zeitschrift d. Vereines D. I. 1902 str. 491.

Przy bardzo dokładnem badaniu rozkładu ciśnienia w strumieniu gazu wypływającego z otworu okazuje się, że rozkład ten nie jest taki prosty, jakby wyglądało z poprzednio przytoczonych rozważań. Okazuje się, że strumień, wypływając, gwałtownie się rozpręża i to znacznie poniżej ciśnienia otaczającego p_z. Ponieważ jednak warstwy leżące dookoła wylotu muszą posiadać ciśnienie równe ciśnieniu p_z, następuje gwałtowny dopływ cząsteczek powietrza i silne sprężenie wskutek zderzenia. Sprężenie to może znowu przekroczyć ciśnienia p_z, co pociąga za sobą nowe rozprężenie i ponowne zagęszczenie o coraz mniejszej amplitudzie. Powstaje więc ciąg fal zanikających, ustalonych w stosunku do przestrzeni, fal, które wywołują znane zjawiska głosowe przy wypływie.



Rys. 2.
Wypływ pary przy różnych przeciwciśnieniach.

Na rysunku 2 są przedstawione badania Stodoli[1]) nad wypływem pary o ciśnieniu 11 *ata* przez otwór cylindryczny o zaokrąglonym wlocie. Teoretyczne ciśnienie wylotu $p_m = \infty 6$ *ata*.

Na rys. tym widać wyraźnie początkowe rozprężenie i to tem znaczniejsze, im dalej leży przeciwciśnienie p_z od ciśnienia krytycznego 6 *ata* Opisane zjawisko zderzenia powoduje ze swej strony bardzo gwałtowne zmieszanie strumienia gazu z powietrzem i przyśpiesze-

[1]) Stodola, Dampfturbinen VI, 1924 str. 89.

nie całej masy. Równocześnie jednak powstają gwałtowne wiry, które powodują że prawie $^1/_3$ energji kinetycznej strumienia zamienia się w ciepło, a ledwo $^2/_3$ służą do nassania i sprężenia mieszaniny.



Rys. 3.

Teorja opisanych przebiegów, zwłaszcza, jeśli chodzi o rachunkowe jej traktowanie jest dotychczas prawie zupełnie nieopracowana. Zjawiska te są tak skomplikowane i tak trudne do matematycznego ujęcia, że kuszenie się o ścisłe ich ujęcie jest bezcelowe: to co nam pozostaje, to jest rachowanie metodami uproszczonemi, ułatwionemi, przy użyciu możliwie dużej ilości dat i spółczynników doświadczalnych.

Pierwsze badania w tym kierunku przeprowadził jeszcze w drugiej połowie ub. stulecia Zeuner[1]), a teorję do nich, uzupełnioną nieco podał w swej klasycznej termodynamice.[2]) Rozwinął ją i dostosował do celów praktycznych Ihering[3]), w której to formie utrzymała się po dzień dzisiejszy.

Literatura z tego działu jest bardzo skąpa. Poza wymienionemi pracami nie natknąłem się na żadną inną z zakresu smoczków gazowych.

Większa nieco ilość publikacyj zajmuje się smoczkami parowemi i wodnemi, znajdującemi częste zastosowanie przy kotłach parowych i kondensatorach.

Dla wyjaśnienia dokładnego przebiegów w smoczkach podjęto w ub. roku większe badania na Politechnice Gdańskiej.[4]) Badań tych dotychczas nie ukończono.

Zestawienie wspomnianej literatury podam przy omawianiu palników parowych.

(d. c. n.)

---

[1]) Das Lokomotiv-Blasrohr, Zurich 1863.

[2]) Dr. Gustaw Zeuner, Technische Thermodynamik, 3 w. tom I. Lipsk 1887, tom II Lipsk 1890.

[3]) Albrecht v. Ihering, die Gebläse, III r. Berlin 1908.

[4]) Flügel, Mischvorgänge in Strahlapparaten, Zeitschrift. V. 1927. Str. 721.

Z. KLĘBOWSKI Inżynier.

OBLICZENIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE W ŚWIETLE WYNIKÓW OSTATNICH BADAŃ

(z uwzględnieniem obliczeń elementów kotłowych).

Kwestja, według jakiej zasady winny być dokonywane obliczenia względnie-budowane wzory wytrzymałościowe, zajmowała oddawna umysły teoretyków i inżynierów badaczów. Wzory, wyprowądzone na różnych zasadach, mniej lub więcej odpowiadają wynikom doświadczeń, a mianowicie: wyprowadzenie według jednej zasady jest prawidłowe w pewnych wypadkach, według drugiej w innych.

Ostatnio sprawa ta poruszana jest dość często w naszych i zagranicznych czasopismach, będąc znów bardzo aktualną w związku z rezultatami nowszych badań doświadczalnych laboratorjów zagranicznych, a zwłaszcza laboratorjów w Zurychu w 1926 r. i Getyndze w 1927 r. Badania doświadczalne wykazały mianowicie, że wielkością, na zasadzie której należy opierać obliczenia wytrzymałościowe różnych elementów konstrukcyjnych, jest: *właściwa energja sprężystego odkształcenia postaciowego.* Rezultaty tych badań odnoszą się głównie do metali kowalnych.

Hipotezę właściwej energji sprężystego odkształcenia postaciowego (lub krócej — hipotezę energji odkształcenia postaciowego) wygłosił pierwszy już w 1904 r. długoletni profesor Politechniki we Lwowie Dr. Maksymiljan T. Huber — obecnie prof. Politechniki Warszawskiej.

Daje się zauważyć, iż oddzielne prace, które się w tej sprawie w czasopismach ukazują, nie są dostatecznie zrozumiałe dla ogółu starszych inżynierów. Wynika to prawdopodobnie stąd, iż podstawowe wiadomości teoretyczne z nauki o wytrzymałości materjałów, należycie przyswojone sobie ongi w politechnice, bywają po kilkunastu latach zapomniane nawet wówczas, gdy się obliczeń wytrzymałościowych dość często i zawsze ze świadomością rzeczy używa.

To spostrzeżenie, łącznie z okolicznością, iż sprawy tu omawiane są szczególnie interesujące dla inżyniera-polaka, podsunęły mi myśl, iż może być pożytecznem, krótkie zebranie podstawowych wiadomości z wytrzymałości materjałów, ułatwiające zrozumienie zasad poprawnego obliczania w ramkach obecnego stanu wiedzy. Starałem się przytem używać terminów, które, przypuszczam, mają największe szanse utrzymania się w naszem słownictwie technicznem.

Rozpatrując poszczególne przykłady obliczeń, w sześciu pierwszych podałem rozwiązania według różnych hipotez wytrzymałościo-

wych, opatrując je objaśnieniami i odnośnikami, ułatwiającemi zorjentowanie się w sposobie rozwiązania.

Pozostałe siedm przykładów, w których podałem szkic otrzymania rozwiązań zagadnień według *hipotezy energji odkształcenia postaciowego*, mają na celu wskazanie jak należy postępować w trudniejszych zagadnieniach, oraz w jakich warunkach i ramkach zagadnienia te mogą być rozwiązane.

Czytelnik, którego bliżej zainteresuje omawiana tutaj kwestja, winien się zapoznać z niżej podanemi polskiemi pracami; w pracach tych znajdzie On odsyłacze do źródeł w obcych językach.

Prof. M. T. Huber. Początek pracy: „Z II Międzynarodowego Kongresu Mechaniki Technicznej w Zurychu od 12 do 17 września 1926 r. Przegląd Techniczny z dnia 8 grudnia 1926 r. № 49, str. 661.

„ „ O wytrzymałości rury walcowej na wewnętrzne ciśnienie hydrostatyczne. Technika Cieplna z dnia 8 lutego 1927 r. № 2, str. 13.

„ „ O wzorach do obliczeń wałków. Przegląd Techniczny z dnia 30 maja 1928 r. № 22, str. 496.

„ „ W sprawie oceny materjałów na podstawie prób mechanicznych. Przegląd Techniczny z dnia 13 czerwca 1928 r. № 24, str. 531.

„ „ Jakim wzorem wytrzymałościowym należy obliczać wałki. Przegląd Techniczny z dnia 27 czerwca 1928 r. № 26, str. 563.

Prof. H. Mierzejewski Początek pracy: „Nowszy rozwój mechaniki ciał plastycznych“. Przegląd Techniczny z dnia 8 września 1926 r. № 35—36, str. 473.

„ „ Rozdział I dzieła: Podstawy Mechaniki Ciał Plastycznych 1927 r.

Podając w niniejszym artykule w streszczeniu ogólne wiadomości z wytrzymałości materjałów, korzystałem z dzieł, wyczerpująco te sprawy ujmujących, a mianowicie: Kurs wytrzymałości materjałów. Timoszenko — Huber 1921 r. i Teorja Sprężystości — H. Jewniewicz 1910 r.[1])

Całokształt sił zewnętrznych, do których zalicza się też i reakcje, stanowiący obciążenie, wywołuje w materjale powstawanie sił wewnętrznych — czyli napięć.

(d. c. n.)

[1]) Przyswojenie sobie wiadomości w kwestjach, uważanych tu jako zasadnicze, zawdzięczam głównie bezpośredniemu udzielaniu mi wyjaśnień przez Szanownego Pana Prof. M. T. Hubera, który nigdy mej prośby w tych sprawach nie pozostawił bez uwzględnienia i. nie szczędząc Swego drogiego czasu, wyjaśniał mi wszelkie wątpliwości wszechstronnie i wyczerpująco, o czem tu wspominam z uczuciem głębokiej czci i wdzięczności dla zasłużonego, a tak uczynnego uczonego i wychowawcy.

KRONIKA TECHNICZNA.

ZUŻYCIE ŁOPATEK TURBINY CENTRALI EDGAR STATION.

Eksperyment Edison Electric Illumination Co w Bostonie, polegający na zastosowaniu zespołu kotłów i turbin parowych, pracujących pod ciśnieniem przekraczającem dwukrotnie ciśnienie dotychczas stosowane w Ameryce zwrócił na siebie uwagę całego świata technicznego.

Wyniki początkowych świadczeń są następujące:

Temperatura pary leży w zwykłych granicach. Nikt jednak dotychczas nie zdawał sobie sprawy z trudności powstających przy stosowaniu pary pod ciśnieniem 80 *atn* oraz z oddziaływania pary pod takiem ciśnieniem i odpowiedniej temperaturze na materjał i budowę zespołu.

Instalacja wykonana została przez Babcock Wilcox Co i przez General Electric Co po szczegółowem zbadaniu zagadnienia w pracowniach badawczych tych wytwórni, w celu uniknięcia o ile możności wszelkich niespodzianek i omyłek.

Należało się spodziewać niejednej trudności. Nie można było również liczyć na to, że instalacja tak silnie odbiegająca od warunków znanych i ogólnie przyjętych będzie wykonana bez najmniejszego zarzutu. Zauważyć jednak trzeba, że zaobserwowane w rzeczywistości braki nie znajdowały się w żadnym związku z wysokiem ciśnieniem pary.

Nie zaobserwowano mianowicie żadnych trudności w pracy kotłów i przewodów parowych. Podłużne złącze kadłuba turbiny zachowało całkowitą szczelność a powierzchnie styku zostały nienaruszone, bez najmniejszych śladów nieszczelności. Nawet w przewodach wylotowych, w których wobec panującego tam ciśnienia ok. 23 *atn* przepowiadano trudności, nie ujawniono ani nieszczelności, ani odkształceń.

Najwięcej trudności nastręczyła sprawa wibracji wytwornicy. Pierwotny projekt turbozespołu nie przewidywał regulatora szybkości w przypuszczeniu, że ruch silnika uzależnić będzie można od ilości pary dopływowej z kanałów. Wytwornica wobec tego musiała być włączona w sieć bez synchronizacji. Posiadała ona w istocie synchroniczne uzwojenie stojnika i uzwojenie indukcyjne pola obrotowego. W następstwie ustawiono regulator szybkości, wobec czego uzwojenie indukcyjne stało się zbędnem. Pewne trudności sprawiało utrzymanie skomplikowanego uzwojenia na wirniku, ze względu na brak miejsca i w początkowym okresie pracy odczuwano wibrację wytwórnicy.

Zagadnienie rozwiązane zostało z pomyślnym skutkiem przez General Electric Co przez zastosowanie samonastawialnego łożyska. Wibrację usunięto tak doszczętnie, że zespół pracował stale w ciągu 1600 godzin, w tem przeszło 3 tygodnie bez przerwy.

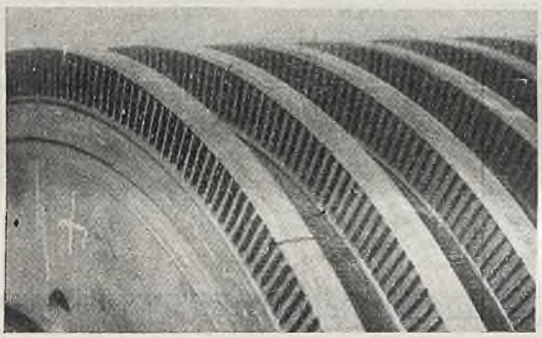
Dławnice wału od strony wysokoprężnej i niskoprężnej turbiny posiadały pierwotnie uszczelnienie zapomocą szczeliwa złożonego z pierścieni węglowych łącznie z szeregiem uszczelnień labiryntowych. Pierścień szczeliwny dławnicy po stronie niskoprężnej turbiny uległ jednak pęknięciu, wyprowadzając wirnik z równowagi

i powodując pewne uszkodzenie łopatek i uszczelnień międzystopniowych. Dla zachowania wszelkich ostrożności wirnik odesłany został do wytwórni w celu sprawdzenia, czy nie uległ on zniekształceniu.

Po ponownem zmontowaniu turbiny zaopatrzono jej dławnice w uszczelnienia labiryntowe normalnego typu. Uszczelnienie tego rodzaju przewidywano pierwotnie już przy projektowaniu turbiny i uszczelnienie węglowe zastosowano, przypuszczając z pewnych względów, że może ono być korzystniejszem. Uszczelnienia międzystopniowe typu labryntowego okazały się niezupełnie odpowiednie, wobec czego przeprowadzone zostały stosowne zmiany.

Po tych drobnych poprawkach zespół zaczął pracować bez najmniejszego zarzutu. Personel stacji, odnoszący się do zespołu na razie z pewną rezerwą, pozyskał doń całkowite zaufanie i obsługiwał go bez żadnych dodatkowych trudności, jak każdy inny zespół tej stacji. Zespół pracował kilka miesięcy bez przerwy z wyjątkiem okresów w których należało czyścić kotły, lub wypadków od zespołu zupełnie niezależnych.

Niedawno postanowiono ustalić sprawność stacji przy pracy zespołu wysokoprężnego i bez jego pracy. Przy tej okazji ostudzono turbinę i otwarto ją w celu



Rys. 1 Łopatki pierwszych czterech stopni wirnika wykazujące zużycie krawędzi wlotowych.

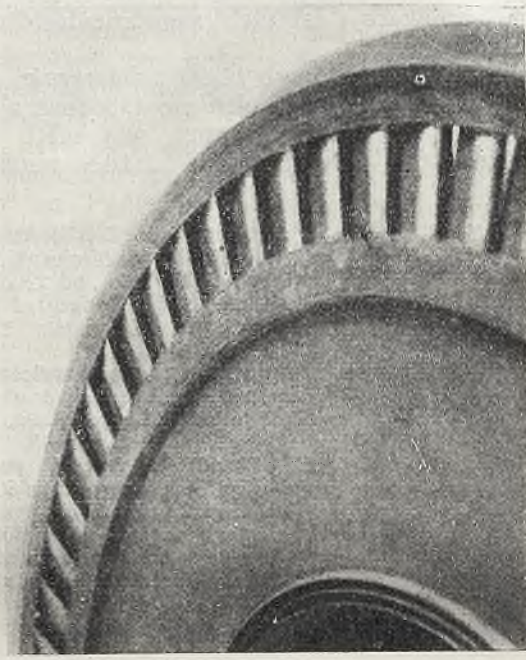
rewizji. Ogólny stan łopatek i kiewnic uznany został za zadawalniający. Odpowiadał on zwykłym warunkom pracy turbin parowych, poza niżej podanemi wyjątkami.

Łopatki pierwszego stopnia posiadały zaledwie 15,5 mm długości. Były one wgięte do wewnątrz na $^1/_3$ długości, jakgdyby skutkiem zderzenia sie z jakiemś ciałem stałem. To samo zjawisko zaobserwowano na łopatkach drugiego stopnia, oraz na łopatkach dwóch stopni końcowych. Pośrednie 16 stopni łopatek nie zawierały żadnych prawie oznak odkształceń tego rodzaju. Kierownice były również nienaruszone. Na grzbietaah łopatek napotkano niewielkie skupienia sproszkowanego osadu, ciemno bronzowej barwy.

Całe wnętrze turbiny, jej kadłuba osłon i tarcz były pokryte cienką warstwą osadu jasnoczerwonej barwy, składającego się z tlenku żelaza. Tam, gdzie ruch strumienia pary był stateczny (spokojny), osad ten rozłożony był równomiernie i wskazywał wiry tam, gdzie zjawisko to podczas przepływu pary zachodziło. Osad ten powodował w pewnych miejscach ospowate wyżarcia.

Wyżarcia stwierdzono nietylko w turbinie, lecz i w zaworach oraz przewodach a nawet w kotłach zespołów 23 *atn* i 80 *atn*; osad ten poddany został analizie chemicznej.

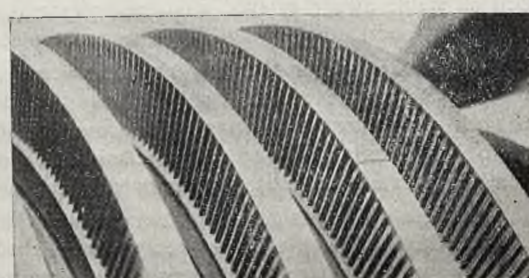
Najwyższa szybkość łopatek wynosiła 73 m/s, szybkość pary była mniej więcej dwukrotnie większa. Uszkodzenia łopatek posiadają raczej charakter ścierania się. Jeżeliby za przyczynę uszkodzeń uważać przenoszenie



Rys. 2 Kierownice jednego ze stopni.

owego czerwonego osadu znalezionego w turbinie, trudno wytłumaczyć dlaczego uszkodzenia ograniczają się wyłącznie do obu skrajnych stopni łopatek i nie dają się wcale obserwować na kierownicach.

Przed uruchomieniem zespołu przewód parowy był



Rys. 3 Łopatki 15 i 17 stopnia wirnika.

starannie przedmuchany w celu usunięcia osadów i przygodnych zanieczyszczeń, które mogłyby być niebezpieczne dla turbiny.

Odkształcenia łopatek były tak nieznaczne, że można je było wyprostować na miejscu bez demontażu wirnika.

(*Power*).